第 40 卷　第 4 期
2023 年 8 月
应　用　力　学　学　报
Chinese Journal of Applied Mechanics
Vol. 40 No. 4
Aug. 2023

文章编号:1000-4939(2023)04-0824-08

旋转防喷器壳体疲劳裂纹扩展研究

王佳丽,李斌

(西南石油大学机电工程学院,610500 成都)

摘　要:受井内高压和岩屑颗粒反复碰撞,旋转防喷器壳体会出现裂纹,裂纹的进一步扩展会导致壳体发生破裂。本研究基于 Paris 公式研究旋转防喷器壳体的疲劳裂纹扩展寿命,通过疲劳裂纹扩展试验确定 Paris 公式的材料常数,通过有限元模拟对 CT 试样进行疲劳裂纹扩展研究,分析初始裂纹尺寸、载荷大小的影响。结果显示:实验结果与有限元仿真结果能较好吻合;随着初始裂纹尺寸的增加,裂纹前缘应力强度因子逐渐增大,初始裂纹开始扩展,深度亦会随应力幅和应力比的增大而增大,而裂纹扩展寿命随着裂纹长度和载荷增大而减小,随着应力比的增大而增大。该研究为旋转防喷器安全使用提供一定的理论依据和研究方法。

关键词:旋转防喷器;疲劳裂纹扩展速率;有限元;应力强度因子;裂纹扩展

中图分类号:TE931　　**文献标志码:**A　　**DOI:**10.11776/j.issn.1000-4939.2023.04.011

Study on fatigue crack propagation of rotary blowout preventer

WANG Jiali, LI Bin

(School of Mechanical Engineering, Southwest Petroleum University, 610500 Chengdu, China)

Abstract: Due to the high pressure in the well and the repeated collision of cuttings, the shell of the rotary blowout preventer will crack, and further expansion of the crack will cause the shell to crack. In this paper, Paris formula is used to study the crack growth life, and the material constant of the Paris formula is determined by the fatigue crack growth rate test. The fatigue crack growth of the CT specimen is studied by finite element simulation. The influence of initial crack size, load size, and stress ratio on fatigue crack growth of rotary blowout preventer shell is analyzed. The analysis results show that the experimental results of fatigue crack growth rate are in good agreement with the finite element simulation results. With the increase of the initial crack size, the SIF of the crack front increases gradually, and the initial crack propagation depth also increases with the increase of stress amplitude and stress ratio, while the crack growth life decreases with the increase of crack length and load, and increases with the increase of stress ratio. The research results can provide a theoretical basis and a simulation process for studying the service life and maintenance of rotary blowout preventer.

Key words: rotary blowout preventer; fatigue crack growth rate; finite element method; stress intensity factor; crack propagation

---

收稿日期:2021-10-14　　**修回日期:**2021-12-17

通信作者:李斌。E-mail:610627049@qq.com

引用格式:王佳丽,李斌. 旋转防喷器壳体疲劳裂纹扩展研究[J]. 应用力学学报,2023,40(4):824-831.
WANG Jiali, LI Bin. Study on fatigue crack propagation of rotary blowout preventer[J]. Chinese journal of applied mechanics, 2023, 40(4): 824-831.

旋转防喷器是欠平衡钻井中的关键装备,也是一种专用井控设备。它通常安装在井口防喷器组的最上端,用于防止井口喷出的高压气体和岩屑,确保钻井作业的安全进行[1]。旋转防喷器壳体主要起到承受井口压力和导流的作用[2]。旋转防喷器壳体承受着井内的高压,在高压的重复加载作用下,壳体表面会产生疲劳裂纹,裂纹的存在会使得防喷器壳体的承压能力降低,严重时可能引发壳体刺穿或破裂。

疲劳裂纹扩展方面的研究在国内外得到了广泛关注和深入探索。PARK 等[3]计算了单边角裂纹的应力强度因子。王娟虎[4]运用 ABAQUS 计算了环形防喷器壳体表面半椭圆裂纹的应力强度因子。CARTER 等[5]利用 FRANC3D 来计算疲劳裂纹扩展速率。张士超等[6]采用 XFEM 对水下防喷器壳体进行裂纹扩展模拟,分析了不同初始裂纹尺寸裂纹起裂压力的大小变化。吴奇兵等[7]应用 Paris 公式对含裂纹缺陷防喷器壳体疲劳寿命进行了计算。其中利用有限元分析旋转防喷器壳体裂纹扩展的文献几乎没有。

本研究通过 CT 试样的疲劳裂纹扩展速率实验拟合了 Paris 公式相关材料常数。借助 ABAQUS、FRANC3D 联合仿真研究了裂纹尺寸、应力幅和应力比对旋转防喷器壳体疲劳裂纹扩展的影响规律。同时,对于带有裂纹缺陷的旋转防喷器壳体的疲劳寿命进行预测。对确保旋转防喷器的可靠性和安全性具有重要的参考价值。

1　旋转防喷器壳体材料疲劳裂纹扩展速率试验

该疲劳裂纹扩展速率试验采用 MTS809.25 材料测试系统,试验过程按照 GB/T 6398-2017《金属材料疲劳扩展速率试验方法》采用增大应力强度因子 K 的实验方法进行。试验试件材料为旋转防喷器壳体材料 30CrMo,其基本力学性能见表 1。采用 $W = 50$ mm,$B = 12.7$ mm 的标准紧凑拉伸 CT 试样,其结构如图 1 所示。

表 1　30CrMo 材料的力学性能

Tab. 1　Mechanical properties of 30CrMo material

弹性模量/GPa	屈服强度/MPa	抗拉强度/MPa	断裂韧性/(MPa·mm$^{1/2}$)
210	775	900	3 035

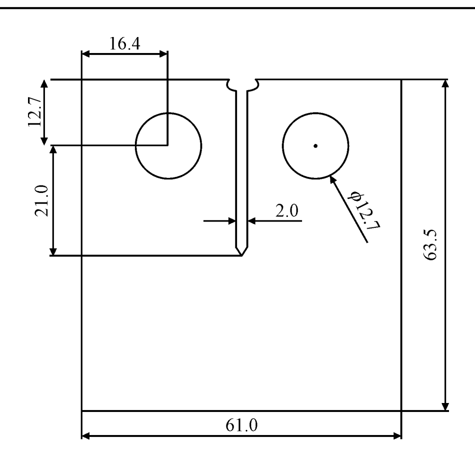


图 1　CT 试样结构图

Fig. 1　Structure diagram of CT specimen

在实验过程中,首先对试件预制 2 mm 裂纹,保持载荷的最大值和最小值不变,应力比为 $R = 0.1$,$F_{max} = 9.5$ kN,采用正弦波形载荷,加载频率为 10 Hz。分别对 4 个试件进行循环载荷加载,使得裂纹从 2 mm 扩展到 20 mm,记录试验数据。如图 2 为试件试验前后对比图。图 3 为裂纹扩展寿命曲线图,由于实验过程中振动等因素,各个试件试验数据存在差异。

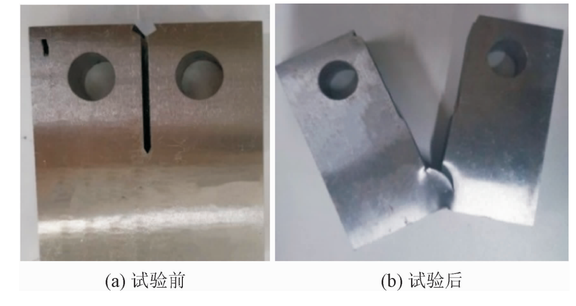


图 2　试件试验前后对比图

Fig. 2　Comparison diagram of specimen before and after test

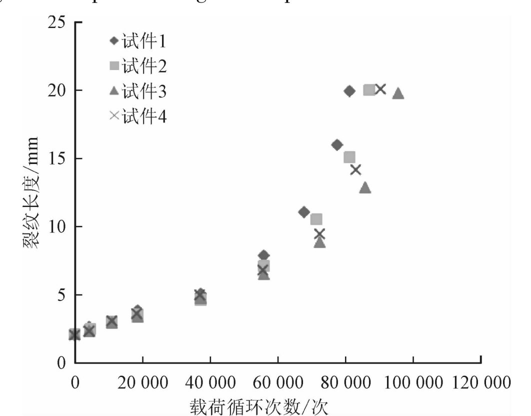


图 3 试件裂纹长度随载荷循环次数变化图

Fig. 3　Variation of crack length of specimen with load cycles

根据 Paris 公式[8]对图 4 ~ 7 的疲劳裂纹扩展速率曲线进行拟合,对 Paris 公式两边分别取对数,

$$\lg\left(\frac{da}{dN}\right) = m\lg\Delta K + \lg C \quad (1)$$

其中：a 是裂纹尺寸，mm；N 是应力循环次数，次；a_0 是裂纹初始尺寸，mm；ΔK 是强度因子幅度；C 和 m 是裂纹扩展实验时的材料参数。

式（1）显示疲劳裂纹扩展速率与应力强度因子呈线性关系，利用公式对曲线进行拟合得到材料常数 m 和 $\lg C$，结果如表 2 所示。计算求得 $C = 3.8999 \times 10^{-12}$，$m = 3.5779$。

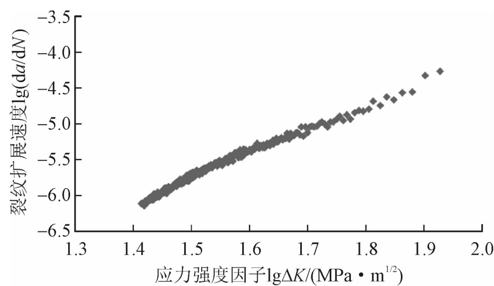


图4 试件1的 lg(da/dN) – lgΔK 曲线

Fig. 4 lg (da/dN) – lgΔK curve of specimen 1

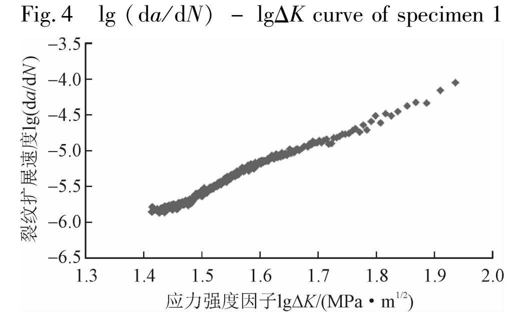


图5 试件2的 lg(da/dN) – lgΔK 曲线

Fig. 5 lg (da/dN) – lgΔK curve of specimen 2

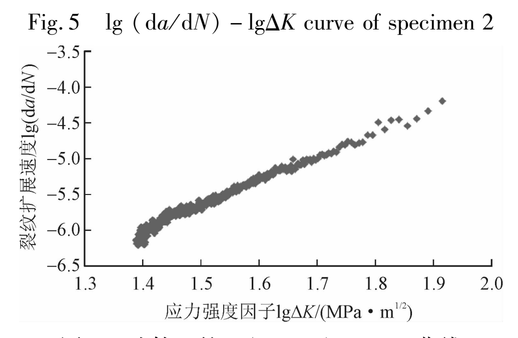


图6 试件3的 lg(da/dN) – lgΔK 曲线

Fig. 6 lg (da/dN) – lgΔK curve of specimen 3

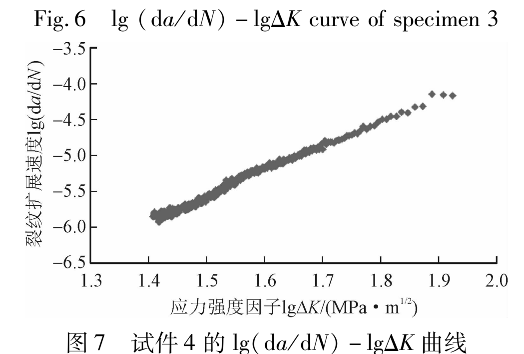


图7 试件4的 lg(da/dN) – lgΔK 曲线

Fig. 7 lg (da/dN) – lgΔK curve of specimen 4

表2 试件材料常数

Tab. 2 Material constant of specimens

试件编号	m	$\lg C$
试件1	3.6093	–11.1832
试件2	3.5805	–10.9247
试件3	3.5629	–11.0003
试件4	3.5587	–10.9095
均值	3.5779	–11.0043

2 试验试件疲劳裂纹扩展模拟

应用 ABAQUS 和 FRANC3D 联合对 CT 试样裂纹扩展进行模拟，获得裂纹扩展寿命。在 FRANC3D 软件中不能自行建立实体模型和施加边界条件，只能完成裂纹扩展的模拟计算，因此需要借助 ABAQUS 建立实体模型和施加边界条件，并且划分网格，然后再导入 FRANC3D 中插入所需要的初始裂纹，最终通过 ABAQUS 进行求解计算[9-11]，方法流程如图8所示。

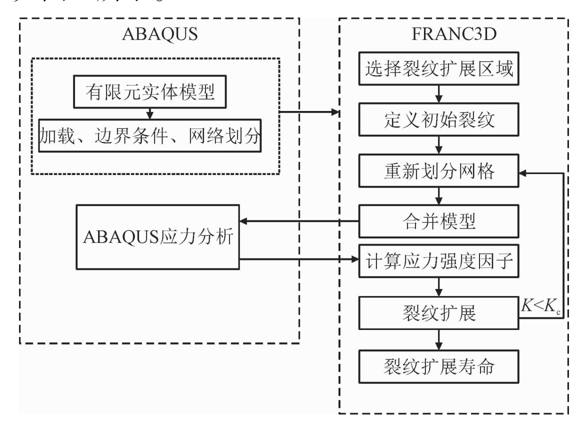


图8 裂纹扩展分析流程示意图

Fig. 8 Process diagram of crack propagation analysis

在 ABAQUS 中建立 CT 试样模型，网格类型为 C3D10，在加载孔处施加垂直于机加工缺口方向的拉伸载荷，载荷大小为 9.5 kN，在 FRANC3D 中设置应力比为 0.1，定义初始裂纹并选择裂纹扩展区域重新进行网格划分。裂纹扩展参数采用试件1的模型参数，计算求得 CT 试样的扩展路径如图9所示，与实验结果扩展一致。图10为有限元仿真和试件1实验的裂纹扩展寿命对比图，试件1的载荷循环次数为 89 845 次，有限元仿真的计算结果为 80 431 次，误差为 11.7%，仿真结果与实验结果较为接近，且前期稳定扩展时，吻合较好。

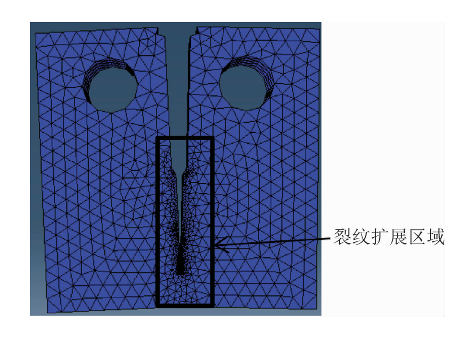


图 9　CT 试样裂纹扩展图

Fig. 9　Crack propagation diagram of CT specimen

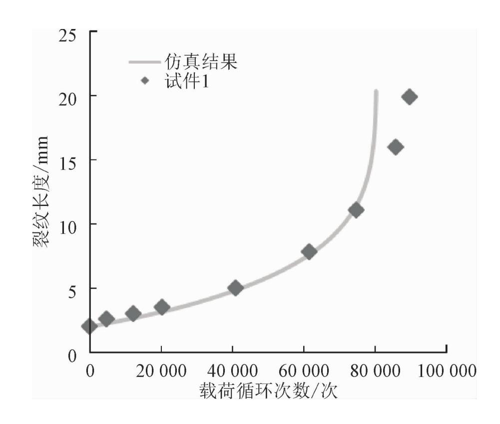


图 10　试件 1 仿真与实验裂纹扩展寿命图

Fig. 10　Simulation and experimental crack growth life diagram of specimen 1

3　旋转防喷器壳体裂纹扩展模拟

3.1　旋转防喷器壳体强度分析

运用 PRO/E 建立旋转防喷器壳体三维模型，在 ABAQUS 中设置壳体材料的参数，壳体材料为 30CrMo，其弹性模量为 2.1×10^{5} MPa，泊松比为 0.3。将建好的模型导入 ABAQUS 软件，对模型进行网格划分，网格类型为 C3D10，节点数为 63 287，单元数量为 38 748 个，如图 11 所示。

根据旋转防喷器的实际工作情况，将底部法兰和右部法兰施加固定约束，上部通过卡箍与旋转总成相连，施加固定约束。旋转防喷器的额定静密封工作压力为 35 MPa，额定动密封工作压力为 17.5 MPa，井控安全要求井口压力不能超过旋转防喷器额定动密封工作压力的 80%[12]。

通过 ABAQUS 计算可得当内压为 14 MPa 时的应力云图如图 12 所示，应力最大值出现在壳体与旁通口的相惯处，为 242.9 MPa，满足强度要求。

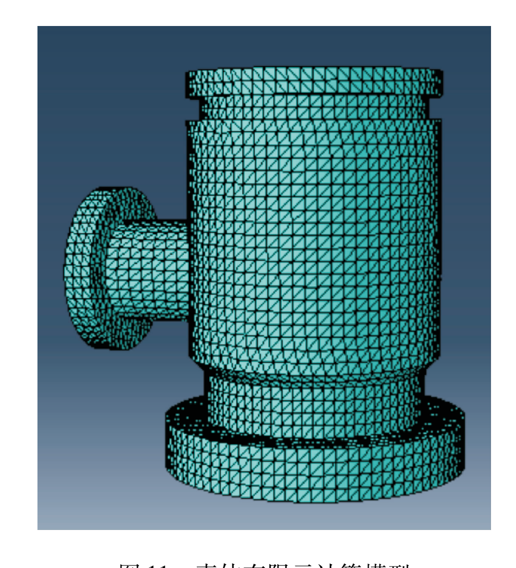


图 11　壳体有限元计算模型

Fig. 11　Shell finite element calculation model

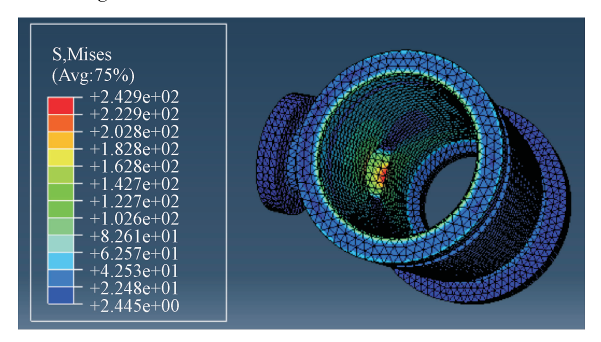


图 12　壳体的应力分布

Fig. 12　Stress distribution of shell

3.2　壳体裂纹扩展有限元模型建立

对旋转防喷器壳体进行有限元分析可知，应力最大值出现在壳体与旁通口的相惯处。裂纹的萌生容易发生在应力较大区域，因此，在壳体与旁通口的相惯处出现裂纹的可能性最大，选择该区域插入初始裂纹模型。基于断裂力学的损伤容限法对各种形状的裂纹都简化为 3 种规则化裂纹，即表面半椭圆裂纹、埋藏椭圆裂纹和穿透裂纹[13]。本研究的是旋转防喷器壳体表面裂纹，因此，对初始裂纹模型采用半椭圆型。

将 ABAQUS 的计算结果导入 FRANC3D 中，其中包含防喷器壳体的材料属性、边界条件以及应力分布情况。在 FRANC3D 中选择裂纹扩展的区域分割出来作为子模型，将半椭圆型裂纹进行插入，设置初始裂纹参数：裂纹长轴尺寸 $a=2$ mm；裂纹短轴尺寸 $b=1$ mm。选择应力集中区域进行裂纹插入，如图 13 所示。调整角度使裂纹短轴尺寸为裂纹深度。

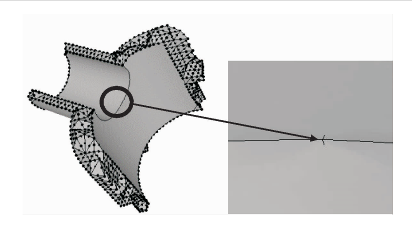


图 13 插入裂纹结构图

Fig. 13 Insert crack structure diagram

插入裂纹后,对裂纹周围的网格进行重新划分,保留其余部分的网格划分情况,裂纹尖端使用15节点奇异楔形单元,奇异单元外面几层为20节点的六面体单元,子模型使用四面体单元进行全局网格划分,如图14所示。

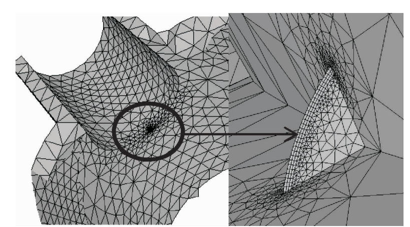


图 14 裂纹网格划分情况

Fig. 14 Mesh generation of cracks

3.3 裂纹前缘应力强度因子计算结果分析

应力强度因子是描述裂纹尖端附近各点应力分布强度的重要参数。它用于衡量裂纹扩展的趋势,并且裂纹失稳的临界条件是应力强度因子达到材料的断裂韧度。在上述设定下对旋转防喷器壳体裂纹进行仿真分析,采用 M-积分[14]来计算应力强度因子,M-积分可以表示为应力强度因子函数,其表达式为

$$\bar{M}^{(1,2)} = \frac{1-\nu^2}{E} K_{\mathrm{I}}^{(1)} K_{\mathrm{I}}^{(2)} + \frac{1-\nu^2}{E} K_{\mathrm{II}}^{(1)} K_{\mathrm{II}}^{(2)} + \frac{1-\nu^2}{E} K_{\mathrm{III}}^{(1)} K_{\mathrm{III}}^{(2)} \tag{2}$$

其中:ν 是泊松比;E 是弹性模量,K_{I}、K_{II}、K_{III} 为3种应力强度因子,分别对应3种形式的裂纹。

图15为裂纹前缘应力强度因子的曲线图。图中显示 K_{I} 最大值为364.97 MPa·mm$^{1/2}$, 最小值为265.29 MPa·mm$^{1/2}$。沿着裂纹前缘呈对称分布,在裂纹最深处达到最大值。K_{II} 和 K_{III} 的值很小,其中 K_{II} 最大值为0.58 MPa·mm$^{1/2}$,最小值为 −0.71 MPa·mm$^{1/2}$;K_{III} 的最大值为 −0.24 MPa·mm$^{1/2}$,最小值为 −0.84 MPa·mm$^{1/2}$。

通过对 K_{I}、K_{II}、K_{III} 的大小进行比较,可以得出 K_{I} 的值远大于 K_{II} 和 K_{III} 的值,且 K_{II} 和 K_{III} 的最大值分别为 K_{I} 最大值的0.001 6%和0.000 6%,由此,在旋转防喷器壳体裂纹扩展过程中Ⅰ型应力强度因子的影响最大,裂纹在扩展过程中主要表现为张开型裂纹。由强度因子理论,应力强度因子与裂纹的形状、尺寸以及受到的载荷有密切关系。通过前述分析可得出结论,旋转防喷器壳体裂纹在扩展过程中主要呈现张开型裂纹的特征。故进一步分析裂纹尺寸对 K_{I} 的作用规律。

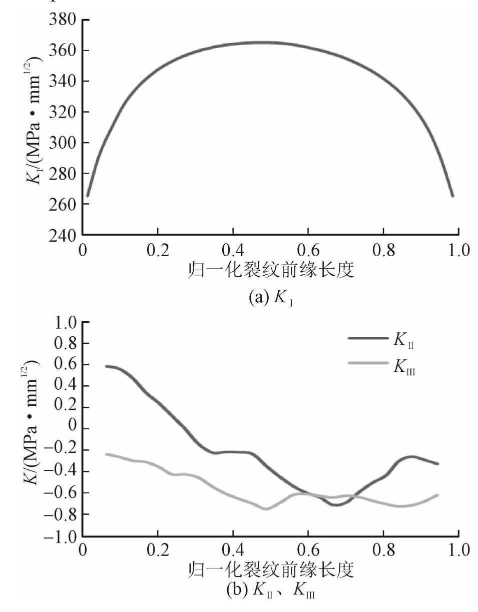


图 15 裂纹前缘应力强度因子曲线图

Fig. 15 Stress intensity factor curve of crack front

3.4 对应力强度因子的影响因素

1)裂纹短轴尺寸对应力强度因子的影响

为了研究裂纹短轴尺寸对应力强度因子的影响,将插入的半椭圆型裂纹尺寸进行修改,保持长轴为5 mm不变,将短轴尺寸改为1、2、3、4 mm,然后分别计算 K_{I} 的值,提取不同短轴半径下Ⅰ型应力强度因子的值,其分布曲线如图16所示。

由图16可以看出,当短轴半径为1、2、3、4 mm时,K_{I} 的最大值分别为380.55、491.42、554.73、592.62 MPa·mm$^{1/2}$,K_{I} 的值随短轴半径增大而增大。且随着短轴半径增大,靠近裂纹深处的 K_{I} 的变化更为平缓。

2)裂纹长轴尺寸对应力强度因子的影响

为了研究半椭圆裂纹长轴尺寸对应力强度因子的影响,保持裂纹短轴尺寸为1 mm不变,将长轴尺寸改为3、4、5 mm,然后分别计算 K_{I} 的值,提取不同短轴半径下Ⅰ型应力强度因子的值,其分布曲线如图17所示。

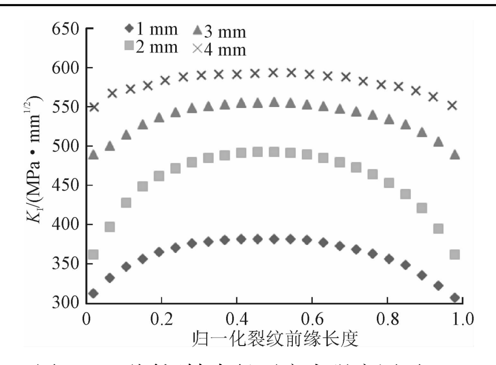


图 16　不同短轴半径下应力强度因子 K_I

Fig. 16　Stress intensity factor K_I with different radius of minor axis

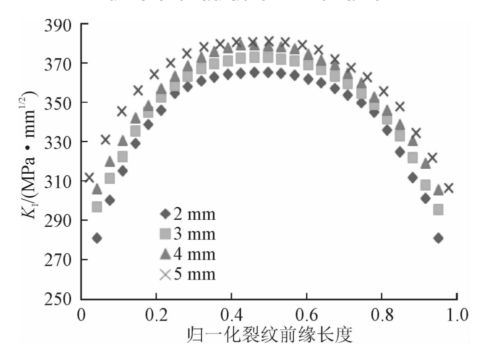


图 17　不同长轴尺寸下应力强度因子 K_I

Fig. 17　Stress intensity factors K_I with different major axis sizes

由图 17 可得，当长轴半径为 2、3、4、5 mm 时，K_I 的最大值分别为 364.97、372.55、378.96、380.55 MPa · mm$^{1/2}$，K_I 随着裂纹长轴尺寸的增大而增大。

3）载荷大小对应力强度因子的影响

计算当载荷为 14、12 和 10 MPa 时，裂纹长轴尺寸为 2 mm，短轴尺寸为 1 mm 的 Ⅰ 型应力强度因子，其结果如图 18 所示。

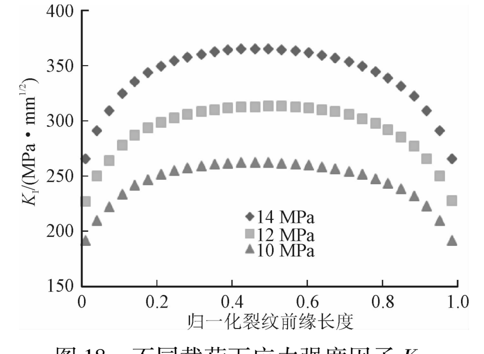


图 18　不同载荷下应力强度因子 K_I

Fig. 18　Stress intensity factors K_I under different loads

由图可以看出，当载荷为 14、12、10 MPa 时，K_I的最大值分别为 364.97、312.68、261.95 MPa · mm$^{1/2}$，随着载荷增加，K_I 的值也随之增大。

在进行裂纹扩展分析时，选用 Paris 公式，相关材料参数如表 3 所示。裂纹扩展寿命为[8]

$$N = \int_{a_0}^{a_c} \frac{1}{C(\Delta K)^m} d_a \tag{3}$$

式中：a_0是裂纹初始尺寸，mm；a_c是裂纹临界尺寸，mm。

表 3　壳体材料的裂纹扩展材料常数

Tab. 3　Crack propagation material constants of shell materials

C	m	应力强度因子门槛值 ΔK_{th}/（MPa · mm$^{1/2}$）	断裂韧性 K_c/（MPa · mm$^{1/2}$）
9.8999×10^{-12}	3.5779	149.89	3035

初始裂纹开始扩展需满足应力强度因子幅值 $\Delta K > \Delta K_{th}$[14]，通过计算求得当加载为 14 MPa，裂纹长轴尺寸和短轴尺寸为 0.2 mm 时，在指定扩展步长下，初始裂纹扩展一步的结果如图 19 所示，图中裂纹未发生扩展部分的应力强度因子幅值小于应力强度因子门槛值，故当裂纹前缘应力强度因子都小于门槛值时，裂纹不发生扩展。$\Delta K = (1-R)K$，R 为应力比，ΔK 随着应力比的增大而减小，由前述分析可知，裂纹深度对应力强度因子的影响更明显，故计算当 $a/b=1$ 时，在不同载荷和应力比下，初始裂纹开始扩展的最小深度，计算结果如表 4 所示。

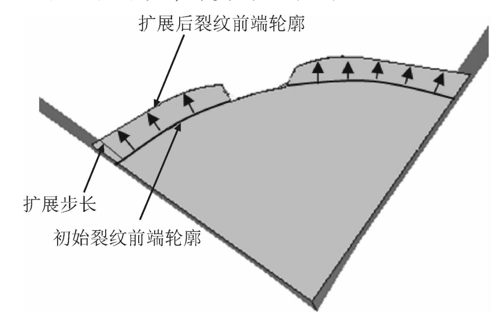


图 19　初始裂纹扩展图

Fig. 19　Initial crack growth diagram

表 4　不同载荷和应力比下开始扩展的初始裂纹深度

Tab. 4　Initial crack depth at different load and stress ratios

载荷大小/MPa	应力比	初始裂纹深度/mm
14	0.1	0.166
	0.2	0.220
	0.3	0.300
	0.4	0.420
12	0.1	0.202
	0.2	0.299
	0.3	0.411
	0.4	0.620
10	0.1	0.353
	0.2	0.460
	0.3	0.646
	0.4	0.900

3.5 裂纹扩展仿真结果

为了获取壳体裂纹扩展寿命,通过前述计算选用 $a = 1$ mm,$a/b = 1$ 的半椭圆裂纹插入壳体。

由软件计算的裂纹扩展寿命如图20所示。裂纹扩展长度为67 mm,此时裂纹已扩展至壳体外表面,如21图所示。根据图20的观察结果,可以发现在初期阶段裂纹的扩展速率相对较慢。随着载荷加载次数的增加和裂纹长度的增加,裂纹的扩展逐渐加剧。这一趋势说明裂纹在加载过程中逐渐变得更为敏感,裂纹扩展速率也随之增加。裂纹因子扩展过程中的Ⅰ型应力强度变化如图22所示,裂纹扩展过程中,虽然前期应力强度因子变化更为剧烈,但是应力强度因子在裂纹扩展至壳体外部时仍没有超过断裂韧度。由文献[15]可知,当裂纹深度大于厚度的70%,壳体将发生疲劳泄露,故将47.6 mm作为旋转防喷器壳体裂纹深度的临界尺寸。

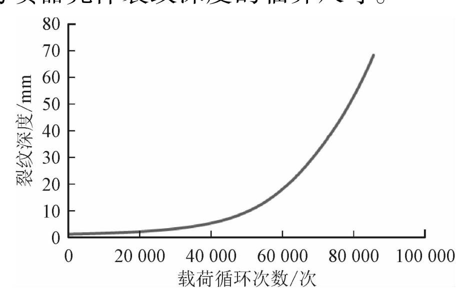


图20 壳体裂纹扩展寿命曲线

Fig. 20 Crack growth life curve of shell

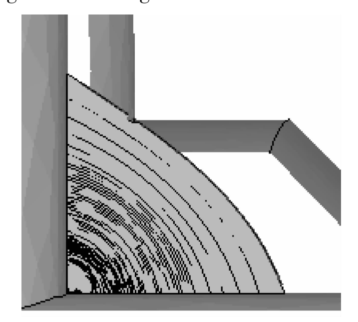


图21 裂纹扩展图

Fig. 21 Crack growth diagram

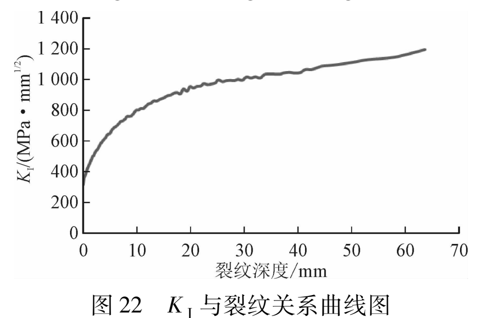


图22 K_{I}与裂纹关系曲线图

Fig. 22 Curve of relationship between K_{I} and crack depth

3.6 不同因素对裂纹扩展的影响

1)载荷大小对裂纹扩展的影响

取初始裂纹深度为1 mm,$a/b = 1$,计算当载荷为14、12、10 MPa时的裂纹扩展寿命。计算结果如图23所示,由图可知裂纹扩展寿命随着载荷的增大而减小。

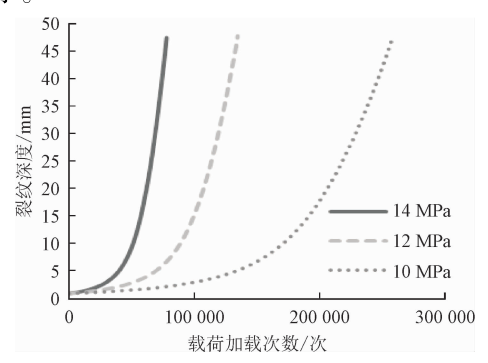


图23 不同载荷下的裂纹扩展寿命

Fig. 23 Crack growth life under different loads

2)应力比对裂纹扩展的影响

取初始裂纹深度为1mm,$a/b = 1$,分别计算应力比为0.1、0.2、0.3、0.4时裂纹扩展寿命,计算结果如图所示。由图24可知裂纹扩展寿命随着应力比的增大而增大。

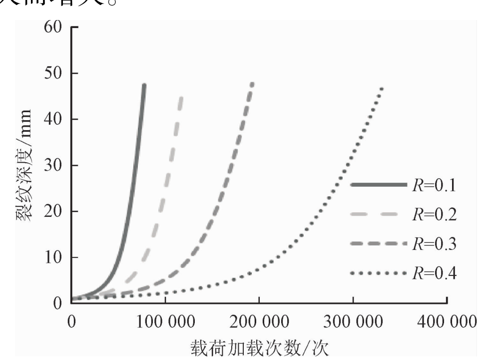


图24 不同应力比下的裂纹扩展寿命

Fig. 24 Crack growth life under different stress ratios

根据之前的分析,可以得出结论,在保持裂纹深度不变的情况下,减小载荷和增加应力比可以促进裂纹扩展寿命的增加。为了使初始裂纹深度与设置的载荷循环次数匹配,我们将载荷设置为14 MPa,并将应力比设为0。然后得到不同裂纹深度的扩展寿命,结果如图25所示。

对图25中曲线进行拟合获得裂纹深度与载荷循环次数的关系为

$$N_i = 53\,611\,d - 0.463 \tag{4}$$

式中:N_i是载荷循环次数;d是初始裂纹深度。

研究表明钻井过程中压力变化的频率为

288 次/天，钻井周期为 50 d，则旋转防喷器需要经历 14 400 次循环载荷，则最大裂纹深度为不超过 17.1 mm才能保证旋转防喷器的安全使用。

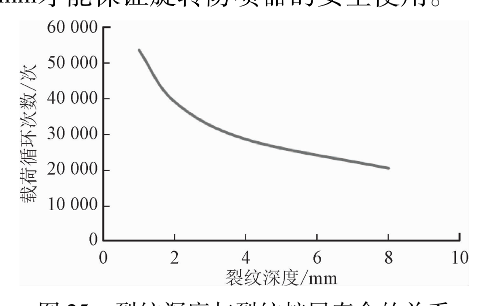


图 25　裂纹深度与裂纹扩展寿命的关系

Fig. 25　Relationship between crack depth and crack propagation life

4　结　论

本研究通过疲劳裂纹扩展速率实验确定了旋转防喷器壳体材料的 Paris 公式材料常数，并通过有限元仿真结果对比分析了实验结果。分析了初始裂纹尺寸、载荷大小和应力对旋转防喷器壳体裂纹扩展的影响。得到以下几点结论。

1）通过疲劳裂纹扩展速率实验确定了旋转防喷器壳体材料的 Paris 公式材料常数 $C = 9.899\,9 \times 10^{-12}$，$m = 3.677\,9$，并利用有限元模拟试验试件的裂纹扩展路径和扩展寿命，与实验结果对比证明了使用该方法能较好的预测三维结构的裂纹扩展过程；

2）运用有限元对旋转防喷器壳体裂纹前缘应力强度因子进行计算，得出了壳体裂纹扩展过程中Ⅰ型应力强度因子占主导，然后分析了裂纹尺寸、载荷大小对Ⅰ型应力强度因子的影响，得出了不同载荷和应力比下裂纹开始扩展的临界深度。相同工况下检测出裂纹深度小于临界深度时不会发生疲劳扩展。

3）利用有限元分析了载荷大小和应力比对裂纹扩展寿命的影响，得出了理论上旋转防喷器的安全使用允许的最大裂纹深度为 17.1 mm。

参考文献：

[1]　张慧. 国产旋转防喷器的探索研究[J]. 机械研究与应用，2011，24(3)：178-180.
ZHANG Hui. Exploration and research of the domestic RBOP[J]. Mechanical research & application，2011，24(3)：178-180(in Chinese).

[2]　蒋宇鸿. 旋转防喷器壳体导流分析与结构改进[D]. 成都：西南石油大学，2015.

[3]　PARK C Y，GRANDT A F JR，SUH J J. Stress intensity factors for surface cracks at countersunk holes[J]. Engineering fracture mechanics，2006，73(13)：1878-1898.

[4]　王娟虎. 在役环形防喷器壳体缺陷评定研究和安全评定软件系统开发[D]. 成都：西南石油大学，2013.

[5]　CARTER B J，SCHENCK E C，WAWRZYNEK P A，et al. Three-dimensional simulation of fretting crack nucleation and growth[J]. Engineering fracture mechanics，2012，96：447-460.

[6]　张士超，张昕，葛伟凤，等. 基于 XFEM 的水下防喷器裂纹扩展分析[J]. 石油机械，2017，45(12)：43-47.
ZHANG Shichao，ZHANG Xin，GE Weifeng，et al. Analysis on crack propagation in subsea blowout preventer based on XFEM [J]. China petroleum machinery，2017，45(12)：43-47(in Chinese).

[7]　吴奇兵，张士超，葛伟凤，等. 水下防喷器疲劳寿命分析及判废研究[J]. 石油矿场机械，2017，46(6)：1-5.
WU Qibing，ZHANG Shichao，GE Weifeng，et al. Research of the fatigue life and abandonment judgment of subsea BOP[J]. Oil field equipment，2017，46(6)：1-5(in Chinese).

[8]　PARIS P，ERDOGAN F. A critical analysis of crack propagation laws[J]. Journal of basic engineering，1963，85(4)：528-533.

[9]　RUSS S M，ROSENBERGER A H，LARSEN J M，et al. Demonstration of advanced life-prediction and state-awareness technologies necessary for prognosis of turbine engine disks[C]//Proceedings Volume 5394，Health Monitoring and Smart Nondestructive Evaluation of Structural and Biological Systems III. Bellingham，WA，USA：SPIE，2004：23-32.

[10]　MEHTA H S，HORN R M，INCH G. A fracture mechanics evaluation of observed cracking at a BWR-2 reactor pressure vessel weld [C]//ASME 2002 Pressure Vessels and Piping Conference. New York，NY，USA：ASME，2002，153-164.

[11]　CHIN P L. Stress analysis，crack propagation and stress intensity factor computation of a Ti-6Al-4V aerospace bracket using ANSYS and FRANC3D[D]. Troy，New York，USA：Rensselaer Polytechnic Institute，2011.

[12]　余瑞青，朱化蜀，陈琛，等. 气井欠平衡完井压力控制技术研究与应用[J]. 天然气技术与经济，2011，5(6)：36-39.
YU Ruiqing，ZHU Huashu，CHEN Chen，et al. Pressure control technology for underbalanced completion[J]. Natural gas technology and economy，2011，5(6)：36-39(in Chinese).

[13]　白秉三. 断裂力学[M]. 沈阳：辽宁大学出版社，1992.

[14]　程靳，赵树山. 断裂力学[M]. 北京：科学出版社，2006：93.

[15]　国家市场监督管理总局，中国国家标准化管理委员会. 在用含缺陷压力容器安全评定：GB/T 19624-2019[S]. 北京：中国标准出版社，2019.

（编辑　史淑英）